

УДК 632

**І.Вікович<sup>1</sup>, канд.техн.наук; Б.Дівеєв<sup>2</sup>, І.Бутитер<sup>3</sup>,  
Д.Іващук<sup>3</sup>, канд.фіз.-мат.наук**

<sup>1</sup> Державний університет "Львівська політехніка"

<sup>2</sup> Інститут прикладних проблем механіки і математики  
ім.Я.С.Підстригача НАН України

<sup>3</sup> Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

## **ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКЦІЇ ПІДВІСКИ ШТАНГИ ОБПРИСКУВАЧА У ЧАСТОТНОМУ ОКОЛІ**

*Вироблено пристрій закріплення штанги для демпфування її коливань, що збурюються нерівністю оброблюваної поверхні ґрунту. Відповідно до цих режимів навантаження вироблено пасивну систему підвіски штанги. Виконано числовий аналіз та визначено оптимальні параметри пасивної підвіски.*

Основною збірною одиницею штангового обприскувача є тримкі каркаси секцій фермової забудови з пружною кінетикою підвіски. Якість нанесення препаратів на рослини і довговічність обприскувача визначається в основному генеруванням динаміки штанги. На сьогодні відомі численні конструкції штанг та їх підвісок. Практично кожна відома у світі фірма використовує свою оригінальну конструкцію підвіски. Менше відрізняються конструкціями саме штанги, що переважно є плоскою, частково підсиленою у горизонтальній площині вертикальною стержневою фермою. Основні завдання підвіски штанги - це стабілізація у просторі відносно поверхні ґрунту та віброзахист великогабаритної штанги. Ці завдання антагоністичні. У світовій практиці вони розв'язуються як за рахунок більш досконалої амортизації штанги у просторі [1], так і застосуванням примусової стабілізації, часто у системі автоматичного керування. Проте зарубіжна конструкторська думка прийшла до негативних висновків про застосування складних систем керування штангою з ультразвуковими чи інфрачервоними дистанціометрами [2]. Перспективно виглядає клас простих пасивних підвісок з примусовою квазістатичною стабілізацією на основі простих контактних датчиків-обмежувачів, поєднаних з потенціометрами [2].

На українських підприємствах-виробниках обприскувачів випускаються загалом два види штанг: штанга - фізичний маятник на опорній поверхні (рис.1) та штанга на важельній маятниковій підвісці (рис.2). Обидві комплектуються системою примусової стабілізації з кабіни трактора (гідроциліндром чи електроприводом).

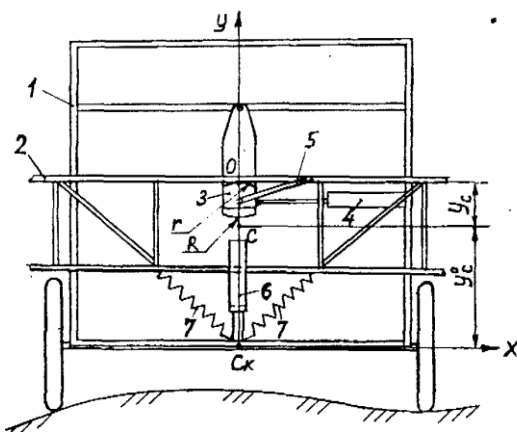


Рис. 1. Схема маятникової підвіски з барабаном навісної штанги обприскувача,

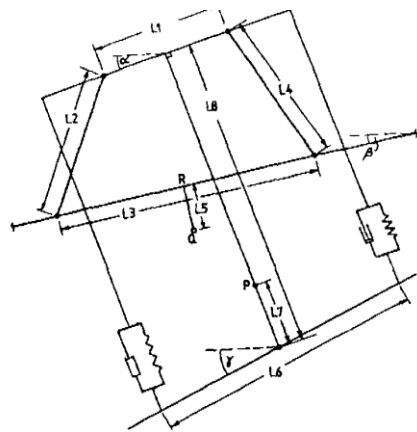


Рис.2. Схема важельної маятникової підвіски.

## **МАШИНОБУДУВАННЯ ТА АВТОМАТИЗАЦІЯ ВИРОБНИЦТВА**

У даній роботі розглядається ряд критеріїв досконалості конструкції штангових оприскувачів. Вибір саме цих, а не інших критеріїв, пов'язаний, по-перше, з відомими авторам алгоритмами оптимального проектування вібронавантажених агрегатів [3], по-друге, з конструкторським досвідом, що базується як на випробуваннях, так і на основі тривалої експлуатації; по-третє, немале значення має доступність вироблення відповідних алгоритмів і програм. Щодо останнього, то відразу були забраковані традиційні методи - побудова складних систем рівнянь з дальшим їх аналізом. Для аналізу були вибрані частково вироблені авторами алгоритми декомпозиції, тобто розподіл задачі на ряд простіших. Тут, звичайно, доводилося дещо втрачати. Наприклад, колеса розглядалися лише як пружно-демпфівні елементи. Динаміка рідини у баці розглядалася лише на основі поданої дискретної моделі. Рама розглядалася тільки як одномірна пружна структура, а здебільшого навіть як цілком жорстка. Однак ці спрощення, на думку авторів, лежать у плані загальної методики декомпозиції, на основі якої, насамперед, ускладнюються моделі важливих елементів. Такими у проектуванні штангового елемента були підвіска та пов'язана з нею динамічна поведінка штанги: штанговий елемент з позиції тривалої міцності.

Слід відзначити складність розрахунку і, особливо, складність вибору критеріїв оптимальності штангового оприскувача. Тут поєднанні такі параметри, як рівномірність внесення препаратів (функціональний критерій), масова досконалість (вага даного елемента конструкції, наприклад, штанги при заданій несучій здатності), продуктивність. Певний аналіз цих, часто антагоністичних, критеріїв міститься в [4,5]. Проте задача оптимального проектування штанги може розглядатися локально, незалежно, наприклад, від системної досконалості даного агрегата. Справді, вважаємо відомими основні параметри:

- 1)  $2L$  - ширину смуги обробітку ( $\cong$  довжині штанги);
- 2)  $V_{min}, V_{max}, V_{eks}$  мінімальну, максимальну та основну робочу швидкості агрегата;
- 3) конструкцію трактора (для навісної штанги) або причепа (для причіпного штангового агрегата);
- 4) рельєф оброблюваної ділянки.

При цих даних треба оптимізувати конструкцію підвіски та штангового елемента. Нехай ця оптимізація виконана і отримано певний проект конструкції штанги. Звичайно, він не буде найкращим, навіть якщо врахувати взаємодію підвіски з податливістю коліс. Але для зміни динамічних параметрів причепа, а тим більше трактора, конструктор має набагато менше можливостей. Тому далі при математичному моделюванні трактор і причіп переважно розглядалися як відомі абсолютно жорсткі тіла із заданим розподілом мас. Це пов'язано з тим, що нас насамперед цікавить у даній роботі функціональна досконалість агрегата (рівномірність сприскування) та міцність амортизованого підвіскою штангового елемента. Звичайно, особливо для штанг значної довжини ( $2L > 16m$ ) зворотний динамічний вплив штанги на раму досить значний, і вона потребує підсилення. Однак для агрегатів з шириною обробітку, меншою за 16м, вважаємо конструкцію причепа достатньо апробованою і фіксованою (звичайно, з умовою змінності жорсткості коліс).

Задача оптимального проектування штанги (у вузькому вищевказаному змісті) полягає в наступному.

Необхідно так розташувати у просторі  $-L < x < L$  систему розпилення рідини і несучу конструкцію, щоб одночасно виконувалися критерії:

А) якість функціонування - максимально рівномірний розподіл препаратів при заданих швидкостях агрегата, рельєфі та конструкції рами (чи трактора);

Б) міцність - при експлуатації конструкція не повинна руйнуватися до певного терміну;

В) вартість – це, насамперед, вага, але також технологія виготовлення.

Аналогічно декомпозиції задачі на підзадачу "агрегат-штанга", виконано декомпозицію задачі "штанга" на підзадачу "підвіска-штанга". У розглядуваному

діапазоні зовнішніх навантажень, в основному зосереджених у частотному діапазоні 0,3 - 2,5Гц, штанговий елемент при розрахунку для критерію (А) можна вважати так само, як раму, абсолютно жорстким тілом із заданими масою  $M$  і з моментом інерції  $I$ . Далі введено ефективну півдовжину штанги  $L_e$ , через яку виражено момент  $I=ML_e^2/3$ . Легко пересвідчитися, що саме такий момент має стержень постійного перерізу довжиною  $L$ . Для реальної конструкції штанги, очевидно,  $L_e < L$  (маса штанги зосереджена переважно у її центрі).

Отже, розглянемо тепер підзадачу "підвіска з жорсткою штангою".

### **1. Критерії оптимальності в реальному часі**

Підвіски в конструкціях штанг служать декільком (деколи антагоністичним) цілям:

1) відстеження відхилення штанги від заданого відносно поверхні положення (паралельного до поверхні);

2) віброізоляція штангового елемента.

На противагу відомим задачам віброзахисту приладів чи навіть більш спорідненим задачам амортизації колісних машин слід вказати на:

1) відсутність повної інформації про потрібні для відстежування програмні рухи;

2) часто неповну інформацію про віброударні навантаження;

3) відсутність критерію порівняння, важливості критерію віброізоляції та критерію стабілізації;

4) необхідність для критерію стабілізації, що у даному випадку можна вважати і критерієм функціональної досконалості, врахування складної взаємодії випадкових двовимірних полів рельєфу та тривимірного поля коливань штангового елемента.

Досліджувати таку складну штангову підвіску навіть після декомпозицій "агрегат-штанга" і "підвіска - штанговий елемент" важко. Для цього принаймні потрібні дані рельєфу як випадкового двовимірного процесу і складний при реалізації математичний апарат для визначення пов'язаного з ним просторових випадкових

коливань штанги. Тому в даній роботі поруч з декомпозицією моделі агрегату виконана також декомпозиція зовнішніх навантажень та пов'язаних з ними критеріїв.

Введено ряд простих критеріїв, що достатньо охоплюють процес експлуатації та пов'язані з ним віброударні та програмні збурення. Для цих критеріїв характеристики підвіски вважаються лінійно-пружними. Демпфування у підвісці враховувалося інтегрально певним коефіцієнтом в'язкості  $C$ .

#### Критерій $I_1$

Дисперсія кутових коливань штангового елемента відносно поздовжньої вісі агрегата. Це найбільш небезпечні серед усіх можливих видів коливань штанги. Справді, при значній довжині штанги навіть малі кути її відхилення від горизонтального положення викликають значні лінійні переміщення, що не лише шкідливі для рівномірності сприскування, але й загрожують зачіпанням кінця штанги за ґрунт.

Критерій  $I_1$  має просту суть - це середньоквадратичне значення кута відхилення  $\varphi_s$  штанги

$$I = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^T \varphi^2(t) dt \quad (1)$$

Значення  $\varphi_s$ , а отже, і  $I_1$ , залежить як від характеру зовнішнього збурення, викликаного пересуванням агрегата на певному рельєфі, так і від конструкції підвіски).

#### Критерій $I_2$

Сумарне квадратичне відхилення кута оберту штанги  $\varphi_s$  від кута нахилу рельєфу при наїзді агрегата з горизонтального положення на схил під кутом  $\varphi_0$

$$I_2 = \frac{1}{T} \int_{-T}^T (\varphi_s(t) - \varphi_0(t))^2 dt. \quad (2)$$

Тут  $\varphi_0$  – функція часу, що зростає до постійної величини нахилу горба, а  $T$  – якийсь характерний проміжок часу, що залежить від основної частоти коливань перехідного процесу та від його згасання. Значення  $T$  знаходимо з умови сумірності критеріїв  $I_1$  та  $I_2$ . Слід відзначити, що не можна вважати, як це прийнято в теорії віброізоляції, що  $T = \infty$ , оскільки для конструкцій підвісок маятникового типу інтеграл в (2) стає розбіжним.

Критерій  $I_3$

Подібний до критерію  $I_2$ . Тільки в даному випадку розглядається наїзд агрегата одним колесом на нерівність. Також розглядається сумарне середньоквадратичне значення перехідного процесу лише відносно нульового положення  $T$

$$I_3 = \frac{1}{T} \int_0^T \varphi_s^2(t) dt. \quad (3)$$

Тут також вводиться певний програмний рух ударного типу, що імітує наїзд колеса на яму чи поодинокую перешкоду. Вводиться так само, як і в другому критерії характерний період  $T$ . Далі переважно він дорівнював основному періодові коливань перехідного процесу. При більших значеннях  $T$  стає необхідним враховувати вплив демпфування, що небажано.

Критерій  $I_4$

Це добре відомий критерій дисперсії віброприскорень. Він ідентичний (1), лише з тією різницею, що замість кута  $\varphi_s$  береться кутове прискорення  $\varphi$

$$I_4 = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^T \varphi_s^2(t) dt. \quad (4)$$

$I_4$ , нарешті, останній, властивий лише даному типу конструкцій важливий критерій.

Критерій  $I_5$

Квадрат кута стеження

$$I_5 = |\varphi_s - \varphi_0|^2. \quad (5)$$

Це квадрат статичного відхилення кута штанги від нахилу схилу.

Цим, звичайно, не вичерпується можливий спектр критеріїв, і, очевидно, вони не повністю відображають реальні умови експлуатації штангових агрегатів. Можна ввести, аналогічно  $I_4$ , критерії ідентичні  $I_2$  чи, швидше,  $I_3$  з ідентичною заміною кута  $\varphi_s$  на кутове прискорення  $\varphi$ . Тоді замість одного класичного критерію  $I_4$  ми отримаємо ще два критерії, пов'язані з міцністю. Проте цього не зроблено з двох міркувань: по-перше, значно небезпечнішим для конструкції штанги є зачіплення її краю за ґрунт, що значною мірою відображають критерії (1)-(3). Крім цього, інформації про мікрорельєф, у тому числі, про окремі ями чи горбки багато у критерії (4).

У результаті пропонується відібрати різні типи конструкцій підвісок за критеріями  $I_1, \dots, I_5$ . У наступній таблиці вказано характеристики (А, Б) агрегата штангового елемента, з якими пов'язані ці критерії.

А	$I_1$	$I_2$	-	-	$I_5$
Б	-	$I_2$	$I_3$	$I_4$	-

Відзначимо ще критерій, за яким необхідно також перевіряти підвіску. Він визначає таке небезпечне для конструкції штанги явище, як зачіпання кінцем штанги за ґрунт. Якщо вважати процес кутових коливань штанги нормальним (очевидно, з нульовим математичним очікуванням), то середнє очікуване число викидів  $n$  таке:

$$n = \frac{v_*^2 / 2\sigma_v^2}{2\pi\sigma_v} e^{-v_*^2 / 2\sigma_v^2} \quad (6)$$

Тут  $\sigma_v^2$  - дисперсія кутових вібропереміщень штангового елемента;

$\sigma_v^2$  - дисперсія швидкості кутових вібропереміщень,

$v_*$  - допусківий рівень викидів, де

$v_*$  потрібно визначати з умови дотику кінцем штанги поверхні ґрунту:

$$v_* = \frac{H}{L/2} \quad (7)$$

Тут  $H$  - висота штангового елемента над рівнем ґрунту;  $L$  - довжина штангового елемента. Для точнішого врахування  $v_*$  необхідно брати в (7) не  $H$ , а якусь меншу на рівень нерівностей поля  $H_p$  величину  $H_* = H - H_p$ .

Можливе врахування і випадкового характеру нерівностей вздовж траєкторії кінця штангового елемента.

## 2. Критерії оптимальності у частотній області

Як відомо, у частотній області критерії  $I_1, \dots, I_4$  згідно з теоремою Планшереля [3] можна приблизно обчислити так

$$\begin{aligned} I_1 &= \frac{1}{\pi} \int_0^{\Omega} |\Phi^2(\omega)| S_\phi d\omega, & I_2 &= \frac{1}{\pi T_e} \int_0^{\Omega} |((\Phi(\omega) - 1)p(\omega))^2| d\omega, \\ I_3 &= \frac{1}{\pi} \int_0^{\Omega} |(\Phi(\omega)W(\omega))_2| d\omega, & I_4 &= \frac{1}{\pi} \int_0^{\Omega} |\Phi_2(\omega)\omega_4| S d\omega. \end{aligned} \quad (8)$$

Тут введені спектральні характеристики перехідного процесу наїзду агрегата на схил  $p$  та на перешкоду у вигляді ями чи великого горбка (одним колесом, що найбільш небезпечне). Ці величини, як легко переконатися, будуть такими:

$$p(\omega) = \int_0^{\infty} X_p(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau, \quad W(\omega) = \int_0^{\infty} X_w(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau, \quad (9)$$

де підінтегральні функції вибиралися так:

$$X_p(t) = \begin{cases} at/T_k, & 0 < t < T_k \\ 0, & t > T_k \end{cases} \quad X_w(t) = \begin{cases} h \sin(\pi t/T_k), & 0 < t < T_k \\ 0, & t > T_k \end{cases} \quad T = \frac{b}{v_a} \quad (10)$$

Тут  $a$  - нахил схилу (улоговини);  $h$  - глибина ямки (висота окремого пагорба);  $L$  - діаметр ямки. Вважається, що наїзд на схил чи зїзд в улоговину, що аналогічно в плані  $I_2$ , відбувається з постійним зростанням кута за час проходження агрегатом ширини колії. Звичайно, значення  $h$  треба вибрати менше від реального, враховуючи згладжувальну властивість проміжних елементів або обчислюючи передаткову функцію з урахуванням шасі.

Як приклад числової реалізації, розглянуто так звану X-підвіску конструкції Львівсьільмашу. Це маятникова чотириважелева конструкція з проміжковою підпружиненою ланкою. Для багатопараметричної оптимізації застосовувався алгоритм випадкового пошуку - метод Нелдера-Міда стосовно цільової функції

$$I = \sum m_k |I_k|_{k0}^{\alpha_k} \quad (11)$$

з обмеженнями на геометричні параметри

$$G(x_i) < G_i, \quad (12)$$

де  $I_{k0}$  - показники критеріїв серійної підвіски;  $m_k, \alpha_k$  - певні вагові коефіцієнти впливу критеріїв, які вибиралися на основі числових експериментів. Показники степенів у (11) вибиралися більшими за 2, чим досягалася в деякій мірі одночасна оптимізація для всіх критеріїв. У результаті отримано оптимальні значення параметрів X-підвіски у частотній області для штанги з  $L_e = 6$  м.

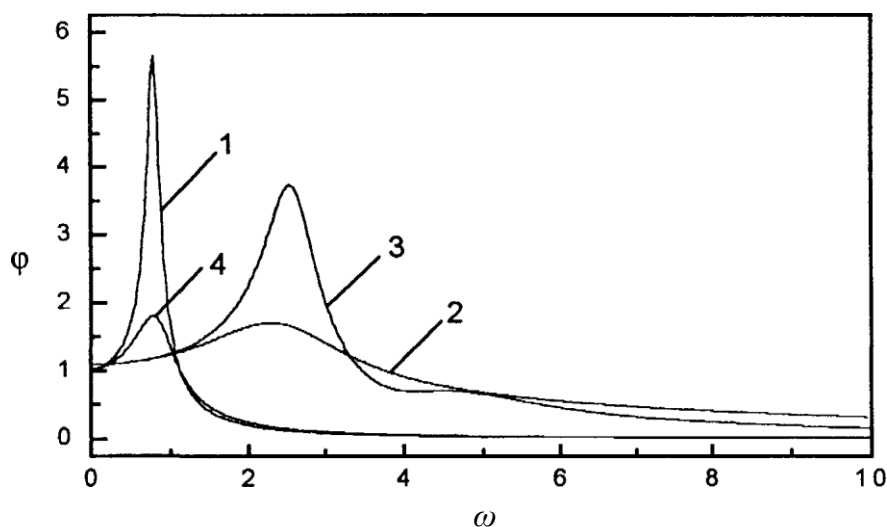


Рис. 3. Амплітудно-частотні характеристики (АЧХ) підвісок.

Тут 1 - АЧХ пом'якшеної підвіски з поліпшеними віброзахисними якостями; 2 - АЧХ оптимальної підвіски з демпферами сухого тертя; 3 - АЧХ серійної підвіски без демпферів; 4 - АЧХ цієї підвіски з в'язкопружними демпферами (гідроамортизаторами).

Оптимальна підвіска відзначається низькою резонансною частотою та швидким зменшенням АЧХ із зростанням частоти. Це дозволяє досягти певного віброзахисту при збереженні керованості штангою. Відзначимо, що подібну АЧХ має штанга з активною підвіскою. Але в нашому випадку цих же параметрів підвіски досягнуто за рахунок простих пружин та демпферів.

*It is an object of the article to provide a boom arrangement to mitigate the problem of boom displacement arising from irregularities of the ground. According to this there is provided a passive system to suspend a boom frame. Numerical analysis is provided and optimal projects of passive suspensions are established.*

### Література

1. Guesdon A. Crop sprayer boom suspension system, e.g.// FR2777746 in Weltoeffentlichen Erfindungsercherche, 12.10.1999.
2. Benest R.S Method end apparatus for crop spraying including an articulated boom sprayer//US5507435 in Weltoeffentlichen Erfindungsercherche, 16.04.1996.
3. Вибрации в технике: Справочник. Т.6.- М:Машиностроение, 1981.- 456 с.
4. Вікович І.А., Дівеев Б.М. Розрахунок маятниково-пружинної системи віброзахисту підвіски великогабаритних навісних елементів колісних машин // Вісник ДУ "Львівська політехніка". Оптимізація виробничих процесів і технічного контролю у машинобудуванні та приладобудуванні.- 2000.- №371.- С.86-92.
5. Вікович І.А., Дівеев Б.М. Розрахунок однієї маятнкової підвіски великогабаритних навісних елементів колісних машин // Вісник ДУ "Львівська політехніка". Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. 2000.-№373.- С.74-81.

Одержано 19.11.2001 р.